

明細書

鞍乗り型車両用動力伝達装置

発明の分野

本発明は、バギー車や自動二輪車等の鞍乗り型車両に使用される動力伝達装置に関し、特に、エンジン及び歯車伝動機間の伝動経路にトルクコンバータ及びクラッチを直列に介装してなる動力伝達装置の改良に関する。

背景技術

かかる鞍乗り型車両用動力伝達装置は、例えば日本特開2001-105933公報に開示されているように、既に知られている。

従来一般の車両用トルクコンバータの特性では、アイドリング時のクリープを極力少なくするために、図10に示すように、速度比 e の0.5付近（高速度比）でポンプ容量を最大にして、速度比 $e = 0$ のときのポンプ容量を最大ポンプ容量より若干低めに設定している。またそのポンプ容量は、速度比 e が0.5付近を超えると漸減していき、速度比 e が0.8（カップリングポイント）を超えると急減し、遂には最小となるように設定される。こうすることは、クルージング時の滑り感を無くするためである。

ところで、上記のように速度比 $e = 0$ のときと、速度比 $e = 0.5$ のときとで、ポンプ容量が僅かにしか変わらないということは、図11から明らかのように、速度比 $e = 0$ のポンプトルク曲線と、速度比 $e = 0.5$ のポンプトルク曲線との間隔が狭く、したがって図9に点線で示すように、速度比 e が0から0.5まで増加しても、エンジントルクとポンプトルクとの釣り合いによりエンジン回転数が殆ど上がらない現象を生ずる。したがって、アイドリング状態からスロットルバルブの加速操作を行うと、エンジン回転数があまり上昇せずに、タービン回転数、換言すれば車速が増加していくことになる。

しかしながら、スポーツ性を帯びた鞍乗り型車両では、スロットルバルブの加速操作に応じて、エンジン回転数及びタービン回転数が共に略直線的に

上昇するリニア特性が良好なドライバビリティを得る上に要求されている。

発明の開示

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたもので、トルクコンバータの特性を改良し、上記のようなリニア特性が得られるようにして、ドライバビリティが良好な、前記鞍乗り型車両用動力伝達装置を提供することを目的とする。

上記目的を達成するために、本発明によれば、エンジン及び歯車伝動機間の伝動経路にトルクコンバータ及びクラッチを直列に介装してなる、鞍乗り型車両用動力伝達装置であつて、ポンプ容量が、速度比 $e = 0$ のとき最大であり、且つ速度比 e の増加に応じて漸減するように前記トルクコンバータを構成してなるものを提供することを第1の特徴とする。

尚、前記歯車伝動機は、後述する本発明の実施例中の歯車変速機Mに対応する。

この第1の特徴によれば、ポンプ容量を速度比 $e = 0$ のとき最大としたトルクコンバータと、アイドリング時に遮断状態となるクラッチとの併用によって、アイドリング時には車両の引きずりを無くし、発進加速時には、エンジン回転数及びタービン回転数を共に略直線的に上昇させることができることが可能となり、スポーツ性の高い鞍乗り型車両のドライバビリティを大幅に向上させることができる。

また本発明は、第1の特徴に加えて、前記トルクコンバータにおけるポンプインペラのブレードを、それとポンプシェル内面との結合部がポンプシェルの半径方向外方にいくにつれてポンプインペラの回転方向へ寄るように傾斜して配置したことを第2の特徴とする。

この第2の特徴によれば、ポンプ容量を速度比 $e = 0$ のとき最大とすることを、ポンプインペラのブレードの配置により簡単に達成することができる。

さらに本発明は、第2の特徴に加えて、前記ブレードの、ポンプインペラの回転面に対する回転方向への傾斜角度を、ポンプインペラの内周側から外周側に向かって減少させたことを第3の特徴とする。

この第3の特徴によれば、ポンプ容量を速度比 $e = 0$ のとき最大とするこ

とを、比較的小径のポンプインペラにおいても達成することができる。

さらにまた本発明は、第3の特徴に加えて、前記ブレードの、ポンプインペラの回転面に対する回転方向への傾斜角度を、該ブレードの外周側で急減させたことを第4の特徴とする。

この第4の特徴によれば、ポンプ容量を速度比 $e = 0$ のとき最大とすることを、より小径のポンプインペラにおいても達成することができる。

本発明における上記及びその他の目的、特徴、利点は、添付の図面に沿つて以下に詳述される好適な実施例の説明から明らかとなろう。

図面の簡単な説明

図1は本発明の動力伝達装置を備えた鞍乗り型バギー車の側面図、図2は上記動力伝達装置の概略図、図3は同動力伝達装置におけるトルクコンバータの縦断面図、図4は同トルクコンバータのポンプインペラの内側面図、図5は図4におけるブレードの5矢視図、図6は本発明によるトルクコンバータの速度比とポンプ容量の関係を示す特性線図、図7はタービン回転数とタービントルクの関係を示す特性線図、図8は本発明によるトルクコンバータの速度比とエンジン回転数及びポンプトルクとの関係を示す特性線図、図9はトルクコンバータのタービン回転数とポンプ回転数（エンジン回転数）との関係を示す特性線図、図10は従来のトルクコンバータの代表的な特性を示す線図、図11は従来のトルクコンバータ付き車両の特性を示す、図8との対応線図特性線図である。

発明を実施するための最良の形態

本発明の実施の形態を、添付図面に示す本発明の実施例に基づいて以下に説明する。

先ず、図1において、鞍乗り型バギー車Bは、鋼管製の車体フレーム51の前部及び後部にそれぞれ懸架される左右一対の前輪52f及び後輪52rを備えている。そして車体フレーム51の前端には、前輪52fを操向する棒状の操向ハンドル53が、また車体フレーム51の前後方向中間部には燃料タンク54が、さらに燃料タンク54よりも後方で車体フレーム51の上

部にはサドル 5 5 がそれぞれ配設される。

また車体フレームには、燃料タンク 5 4 及びサドル 5 5 の下方において、パワーユニット P が搭載、支持され、このパワーユニット P に出力によって前輪 5 2 f 及び後輪 5 2 r が駆動されるようになっている。

次に、図 2 によりパワーユニット P について説明する。

パワーユニット P は、エンジン E 及歯車変速機 M をユニット化して構成される。エンジン E のクラシク軸 1 の一側には、それと平行に変速入力軸 6 0 , 変速出力軸 6 1 及び推進軸 6 2 が配置される。クラシク軸 1 に一端部にはトルクコンバータ T が、また変速入力軸 6 0 の一端部にはクラッチ C がそれぞれ取り付けられ、トルクコンバータ T の出力部材、即ちターピン軸とクラッチ C の入力部材とが 1 次減速ギヤ列 6 3 を介して連結され、クラッチ C の出力部材は変速入力軸 6 0 に連結される。

変速入力軸 6 0 及び変速出力軸 6 1 間には、複数段（図示例では 2 段）の変速ギヤ列 6 4 , 6 5 が配設され、また変速出力軸 6 1 及び推進軸 6 2 間には 2 次減速ギヤ列 6 7 が配設され、変速ギヤ列 6 4 , 6 5 間には、これらを選択的に確立させるチェンジ機構 6 6 が配設される。上記変速入力軸 6 0 , 変速出力軸 6 1 , 変速ギヤ列 6 4 , 6 5 及びチェンジ機構 6 6 により歯車変速機 M が構成される。

而して、エンジン E の動力は、クラシク軸 1 , トルクコンバータ T , 変速入力軸 6 0 , 1 次減速ギヤ列 6 3 , クラッチ C , 選択された変速ギヤ列 6 4 又は 6 5 , 変速出力軸 6 1 , 2 次減速ギヤ列 6 7 及び推進軸 6 2 を順次へて、前輪 5 2 f 及び後輪 5 2 r へと伝達し、それらを同時に駆動する。

前記クラッチ C は、エンジン E のアイドリング時には遮断状態を呈するが、エンジン回転数がアイドル回転数より高い所定回転数を超えると接続状態となる自動クラッチ機能を備え、また変速ギヤ列 6 4 , 6 5 の確立を選択する変速操作に応じて開閉する変速クラッチ機能をも備えている。

次に図 3 により、トルクコンバータ T について詳述する。

トルクコンバータ T は、ポンプインペラ 2 と、その外周部に外周部を対置

させるタービンランナ3と、それらの内周部間に配置されるステータ4とを備え、この三者2, 3, 4間には作動オイルによる動力伝達のための循環回路12が画成される。ポンプインペラ2には、タービンランナ3の外側面を覆うサイドカバー5が溶接により一体的に連設される。ポンプインペラ2は、そのハブ2hがクランク軸1にスライイン嵌合されると共に、クランク軸1外周の環状肩部1aと、クランク軸1に螺着されるナット15とで挟持される。こうしてポンプインペラ2はクランク軸1に固着される。

ステータ4はA1合金等の軽合金製で、そのハブ4hには、中央の隔壁34を挟んで小径内周面35aと大径内周面35bとが形成されており、その小径内周面35aに圧入された鉄製のスリープ36がステータ軸7の内端にスライイン結合される。こうして鉄製の圧入スリープ36を用いることにより、軽合金製ステータ4とステータ軸7との結合を強固にすることができる。

ステータ軸7は、クランク軸1に左右一対のラジアルニードルベアリング8, 8'を介して支承される。また大径内周面35b内には、ポンプインペラ2のハブ2hの一部が配置されると共に、そのハブ2hと隔壁34との間にスラストベアリング9が介装される。

タービンランナ3は、ステータ軸7を囲繞するタービン軸6の内端に嵌合して溶接され、そのタービン軸6は、ステータ軸7の外周にラジアルボールベアリング10及びラジアルニードルベアリング11を介して相対回転自在に支承される。その際、ラジアルボールベアリング10はタービン軸6の内端側に、ラジアルニードルベアリング11はその外端側にそれぞれ配置される。一方ラッパ13は、タービン軸6に逆負荷が作用したとき、タービン軸6とサイドカバー5のハブ5h間を直結すべくオン状態となるように構成されている。

サイドカバー5には、タービン軸6を囲繞するハブ5hが溶接される。このハブ5hの内周面とタービン軸6の外周面との間に、一方ラッパ13とラジアルボールベアリング14とが、前者13をステータ4側にして軸方向に隣接配置される。また上記ラジアルボールベアリング14の外側に隣接

して、前記1次減速ギヤ列63の駆動ギヤ63aが固着される。

ステータ軸7には、クランクギヤ63aの外側面に隣接する外筒19が一体に形成され、この外筒19に囲繞される内筒20がクランク軸1にラジアルニードルベアリング24を介して相対回転自在に嵌合され、これら内、外筒20、19間にフリーホイール23が介装される。内筒20は、その一端にフランジ20aを有しており、このフランジ20aがエンジンEのクランクケース等の固定構造体21に設けられた固定ピン22に係止されると共に、固定構造体21に突設された位置決めストッパ21aに外端面を支承される。そして上記フランジ20aにより外筒19の端面がスラストベアリング25を介して支承される。

次に、図3及び図4によりポンプインペラ2の構造について説明する。

ポンプインペラ2は、椀状且つ環状のシェル2s、このシェル2sの内側面の定位置にロー付けされる多数枚のブレード2b、2b…、シェル2sの内側面にロー付けされてこれらブレード2b、2b…の半径方向内端部を押さえリテーナプレート2r、全ブレード2b、2b…の中間部相互を連結するコア2c及び、シェル2sの内周縁部に溶接されるハブ2hから構成される。

シェル2sには、周方向に並ぶ多数の位置決め凹部40、40…が形成されており、各凹部40に、各ブレード2bの半径方向内端に形成された位置決め突起41が係合される。

一方、リテーナプレート2rは、その外周縁部で全ブレード2b、2b…の各位置決め突起41を位置決め凹部40側に押し付けるように配置される。またこのリテーナプレート2rには、各ブレード2bが係合する位置決め用の切欠き42、42…が設けられる。

また各ブレード2bには、コア2cとの対向縁に位置決め突起43が形成されており、この位置決め突起43が係合する位置決め孔44がコア2cに穿設される。

再び図3において、クランク軸1には、その軸心部を通る供給油路31と、この供給油路31から半径方向に延びる入口孔26及び出口孔27とが設け

られ、また供給油路 3 1 には、入口孔 2 6 及び出口孔 2 7 間に介入するオリフィス 3 2 が形成される。供給油路 3 1 は、一端がクランク軸 1 により駆動されるオイルポンプ 3 0 の吐出ポートに接続され、他端はエンジンの潤滑部（図示せず）に接続される。入口孔 2 6 は、前記ラジアルニードルベアリング 8 及びスラストニードルベアリング 9 を介して循環回路 1 2 に連通し、出口孔 2 7 は、クランク軸 1 及びターピン軸 6 の対向周面間に形成された環状油路 2 9 と、ステータ軸 7 に穿設した横孔 2 8 と、前記ラジアルボールベアリング 1 0 を介して循環回路 1 2 に連通する。

クランク軸 1 は、その回転中、オイルポンプ 3 0 を駆動するので、オイルポンプ 3 0 は供給油路 3 1 にオイルを圧送し続ける。そのオイルの一部はオリフィス 3 2 を通過し、残余は入口孔 2 6 を通ってラジアルニードルベアリング 8 及びスラストベアリング 9 を潤滑しながらトルクコンバータ T 内の循環回路 1 2 に流入して、その内部を満たした後、ラジアルボールベアリング 1 0 及びラジアルニードルベアリング 1 1 を潤滑し、横孔 2 8 、環状油路 2 9 及び出口孔 2 7 を順次経て、供給油路 3 1 の下流側へ流出し、オリフィス 3 2 を通過したオイルと合流して、図示しないエンジンの潤滑部に向かう。

また循環回路 1 2 内のオイルの一部は、ポンプインペラ 2 及びターピンランナ 3 の外周部の対向間隙からサイドカバー 5 側へも移り、一方向クラッチ 1 3 及びラジアルボールベアリング 1 4 の潤滑に供される。また前記環状油路 2 9 に入ったオイルの一部は、クランク軸 1 及びステータ軸 7 間の隙間を通ってラジアルニードルベアリング 8' 、2 4 及びフリーホイール 2 3 を潤滑する。

而して、エンジンの作動により、そのクランク軸 1 の回転がポンプインペラ 2 に伝達され、これを回転すると、トルクコンバータ T 内の循環回路 1 2 を満たしているオイルは、図 3 の矢印のように、ポンプインペラ 2 → ターピンランナ 3 → ステータ 4 → ポンプインペラ 2 と循環しながらポンプインペラ 2 の回転トルクをターピンランナ 3 に伝達し、ターピン軸 6 から 1 次減速ギヤ列 6 3 を駆動する。このとき、ポンプインペラ 2 及びターピンランナ 3 間でト

トルクの増幅作用が生じていれば、それに伴う反力がステータ 4 に負担され、ステータ 4 は、フリーホイール 2 3 のロック作用により固定ピン 2 2 に支持される。

トルク増幅作用を終えると、ステータ 4 は、これが受けるトルク方向の反転により、フリーホイール 2 3 を空転させながらポンプインペラ 2 及びターピンランナ 3 と共に同一方向へ回転するようになる。

車両の減速時、逆負荷が 1 次減速ギヤ列 6 3 からターピン軸 6 に伝達すると、一方向クラッチ 1 3 がオン状態となって、ターピン軸 6 及びサイドカバー 5 間を直結するので、上記逆負荷はターピン軸 6 からサイドカバー 5 へ直接伝達し、そしてポンプインペラ 2 からクラシク軸 1 へと伝達するようになる。したがって、ターピンランナ 3 及びポンプインペラ 2 間に滑りを起こさせることなく、良好なエンジンブレーキ効果を得ることができる。

上記トルクコンバータ T では、特にポンプインペラ 2 の各ブレード 2 b の形状及び姿勢に特徴がある。即ち、

(1) 図 4 に示すように、各ブレード 2 b は、それとシェル 2 s 内面との結合部がシェル 2 s の半径方向外方にいくにつれてポンプインペラ 2 の回転方向 A へ寄るように所定角度 α 傾斜して配置される。

(2) 図 5 に示すように、各ブレード 2 b は、そのポンプインペラ 2 の回転面 R (ポンプインペラ 2 の軸線と直交する面) に対する回転方向 A への傾斜角度 β を、ポンプインペラ 2 の内周側から外周側に向かって減少させるように形成される。即ち、ポンプインペラ 2 の入口側 (内周側) でのブレード 2 b の傾斜角度 β_i よりも、ポンプインペラ 2 の出口側でのブレード 2 b の傾斜角度 β_o の方が小さく設定される。特に、その傾斜角度 β はポンプインペラ 2 の出口側で急減している。

上記 (1) 及び (2) の構成のブレード 2 b を持つポンプインペラ 2 の採用によって、トルクコンバータ T には図 6 ~ 図 9 に示すようなポンプ容量特性が付与され、特に上記 (2) の構成によれば、比較的小径のポンプインペラ 2 においても、所望のポンプ容量特性を得ることができる。

そのポンプ容量は、次のような計算によって予め設定されるものである。

先ず、エンジントルク曲線の山側変曲点のエンジン回転数 N_e (RPM), エンジントルク T_e (Kgf·m) を見つける。

次に、トルクコンバータ T の速度比 $e = 0.8$ のとき（カップリングポイント）のポンプ容量 $\tau_{0.8}$ を次式により求める。

$$\tau_{0.8} = T_e / (N_e / 0.8 / 1000)^2 \dots \dots \quad (1)$$

次に、速度比 $e = 0.5$ のときのポンプ容量 $\tau_{0.5}$ を次式により求める。

$$\tau_{0.5} = \tau_{0.8} \times 1.5 \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2)$$

最後に、速度比 $e = 0$ のときのポンプ容量 τ_0 を次式により求める。

$$\tau_0 = \tau_{0.8} \times 2 \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (3)$$

かくして、ポンプ容量 τ は、図 6 に示すように、速度比 $e = 0$ のとき最大であり、且つ速度比 e の増加に応じて漸減するように設定される。

このような特性によれば、図 8 に示すように、各速度比 e に対応するポンプトルク曲線相互の間隔が略均等に広がり、特に、速度比 $e = 0$ のときのポンプトルク曲線及び速度比 $e = 0.5$ のときのポンプトルク曲線とエンジンのトルク曲線との間隔が大幅に広がる。その結果、クラッチ C を接続しながらエンジン E のスロットルバルブの加速操作を行うと、図 9 に実線で示すように、エンジン回転数がタービン回転数（タービンランナ 3 の回転数），即ち車速に略直線的に比例して上昇することになり、良好なドライバビリティを得ることができる。

ところで、ポンプ容量 τ を速度比 $e = 0$ のとき最大とすると、アイドリング時、トルクコンバータ T のクリープ現象が強く出ることになるが、アイドリング時にはクラッチ C を遮断状態にすることにより、そのクリープを吸収することができるから、車両の引きずりを防ぐことができる。

以上のように、ポンプ容量 τ を速度比 $e = 0$ のとき最大としたトルクコンバータ T と、アイドリング時に遮断状態となるクラッチ C との併用によって、アイドリング時には車両の引きずりを無くし、発進加速時には、エンジン回転数及びタービン回転数を共に略直線的に上昇させることができとなり、ス

ポート性の高い鞍乗り型バギー車Bのドライバビリティを大幅に向上させ
ることができる。

また図6に示すように、トルクコンバータTには、トルク比 κ が最小の1となるときは、速度比eが0.8以上となるようなトルク特性が付与される。このトルク特性によれば、図7に示すように、ターピン回転数の上昇に応じてターピントルクが減少してきたとき、ターピントルクからエンジントルクの山に滑らかに乗り移ることができ、出力トルクに変曲点が生じないから、違和感のないドライバビリティを得ることができる。

本発明は上記実施例に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更が可能である。例えば、上記実施例ではトルクコンバータTをエンジンE側に、クラッチCを変速機M側に配置したが、これとは反対側にクラッチCをエンジンE側に、トルクコンバータTを変速機M側に配置しても同等の効果を達成することができる。また変速機Mを変速機能を持たない歯車減速機に置き換えることもできる。

特許請求の範囲

1. エンジン及び歯車伝動機間の伝動経路にトルクコンバータ及びクラッチを直列に介装してなる、鞍乗り型車両用動力伝達装置であつて、ポンプ容量が、速度比（e）=0のとき最大であり、且つ速度比（e）の増加に応じて漸減するように前記トルクコンバータを構成したことを特徴とする、鞍乗り型車両用動力伝達装置。

2. 請求項1記載の鞍乗り型車両用動力伝達装置において、

前記トルクコンバータにおけるポンプインペラのブレードを、それとポンプシェル内面との結合部がポンプシェルの半径方向外方にいくにつれてポンプインペラの回転方向へ寄るように傾斜して配置したことを特徴とする、鞍乗り型車両用動力伝達装置。

3. 請求項2記載の鞍乗り型車両用動力伝達装置において、

前記ブレードの、ポンプインペラの回転面に対する回転方向への傾斜角度を、ポンプインペラの内周側から外周側に向かって減少させたことを特徴とする、鞍乗り型車両用動力伝達装置。

4. 請求項3記載の鞍乗り型車両用動力伝達装置において、

前記ブレードの、ポンプインペラの回転面に対する回転方向への傾斜角度を、該ブレードの外周側で急減させたことを特徴とする、鞍乗り型車両用動力伝達装置。

要約書

エンジン E 及び歯車変速機 M 間の伝動経路にトルクコンバータ T 及びクラッチ C を直列に介装してなる、鞍乗り型車両用動力伝達装置において、ポンプ容量 τ が、速度比 $e = 0$ のとき最大であり、且つ速度比 e の増加に応じて漸減するようにトルクコンバータ T を構成した。これにより、エンジンの加速操作に応じて、エンジン回転数及びタービン回転数が共に略直線的に上昇するリニア特性が得られ、ドライバビリティが良好となる。